

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra mechaniky



Kinematický a silový rozbor mechanismu
řízení dvojnápravy s kyvnými polonápravami

Kinematical and Force Investigation of the
Driving Mechanism of the Axletree with
Swinging Axle Half-shaft

Student:

Dušan Kahánek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ondřej FRANTIŠEK

Ostrava 2010

Zadání bakalářské práce

Student: **Dušan Kahánek**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika

Téma: **Kinematický a silový rozbor mechanismu řízení dvojnápravy s kyvnými polonápravami**
Kinematical and Force Investigation of the Driving Mechanism of the Axletree with Swinging Axle Half-shaft

Zásady pro vypracování:

1. Teorie kinematické a silové analýzy mechanismů
2. Funkce a rozbor mechanismu řízení
3. Kinematická analýza mechanismu
4. Silový rozbor mechanismu

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] BRÁT, Vladimír. *Maticové metody v analýze a syntéze prostorových vázaných systémů*. 1. vyd. Praha: Academia, 1981. 212 s.
- [2] FRANTIŠEK, Ondřej. *Analýza a optimalizace mechanismu řazení*. Ostrava, 2008. Diplomová práce (Ing.). VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2008-06-11.
- [3] JULIŠ, Karel; BREPTA, Rudolf et al. *Mechanika I. díl: Statika a kinematika*. Praha: SNTL, 1986.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ondřej František**

Datum zadání: 05.11.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010




doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. května 2010

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.

- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- беру на вѣдомі, же оdevздáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21. května 2010

.....

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KAHÁNEK, D. *Kinematický a silový rozbor mechanismu řízení dvojnápravy s kyvnými polonápravami*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava. Fakulta strojní. Katedra mechaniky, 2010. 121 s., 26 s. příloh. Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej František.

Bakalářská práce se zabývá kinematickým a následně silovým rozbohem mechanismu řízení nákladního automobilu. Teoretická část práce popisuje maticovou metodu výpočtu úlohy polohy mechanismů.

Cílem bakalářské práce je provést kinematický a silový rozbor mechanismu řízení v rovině. V kinematické části byl pro mechanismus sestaven matematický model úlohy polohy a byly získány úhly natočení vazeb, které následně byly použité pro řešení silového rozboru. Zde byly vyřešeny vnitřní silové účinky pro pravé kolo na přední nápravě.

ANNOTATION OF THE BACHELOR THESIS

KAHÁNEK, D. *Kinematical and Force Investigation of the Driving Mechanism of the Axletree with Swinging Axle Half-shaft*. Ostrava: VSB – Technical University Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2010. 121 p., 26 p. attachment. Bachelor paper supervisor: Ing. Ondřej František.

The bachelor paper deals with kinematical and force investigation of the truck driving mechanism. The theoretical part describes chosen matrix method calculating the transmission function.

The main aim of Bachelor paper is to execute the kinematical and force investigation of the driving mechanism in the plane. In the kinematical part the mathematical model for transmission function has been constructed as well as the structure of rotation angles has been created. Calculations were used for solutions of the force investigation. Finally the inner forces for right wheel in the front axle has been solved.

Obsah

SEZNAM VELIČIN	8
1 ÚVOD	11
2 KINEMATICKÁ ANALÝZA SLOŽENÝCH MECHANISMŮ MATICOVOU METODOU	12
2.1 ÚLOHA POLOHY	12
2.2 URČENÍ POČTU ZÁKLADNÍCH KINEMATICKÝCH SMYČEK	12
2.3 POLOHA BODU VZHLEDEM K TĚLESOVÝM SOUŘADNÝM SYSTÉMŮM.....	13
2.4 ZÁKLADNÍ POHYBY	14
2.5 SOUČASNÉ POHYBY	16
2.6 STANOVENÍ ÚLOHY POLOHY SLOŽENÝCH MECHANISMŮ	16
3 KINEMATICKÝ ROZBOR FUNKCE ŘÍZENÍ DVOJNÁPRAVY	18
3.1 STANOVENÍ POČTU STUPŇŮ VOLNOSTI A POČTU ZÁKLADNÍCH KINEMATICKÝCH SMYČEK	22
3.2 SESTAVENÍ MATICOVÝCH ROVNIC ÚLOHY POLOHY MECHANISMU ŘÍZENÍ.....	25
3.2.1 Maticová rovnice základní kinematické smyčky A.....	27
3.2.2 Maticová rovnice základní kinematické smyčky B.....	27
3.2.3 Maticová rovnice základní kinematické smyčky C.....	27
3.2.4 Maticová rovnice základní kinematické smyčky D	28
3.2.5 Maticová rovnice základní kinematické smyčky E.....	28
3.2.6 Maticová rovnice základní kinematické smyčky F.....	28
3.2.7 Maticová rovnice základní kinematické smyčky G	29
3.2.8 Maticová rovnice základní kinematické smyčky H	29
3.3 ROZMĚRY MECHANISMU ŘÍZENÍ PRO KINEMATICKÝ ROZBOR	29
3.4 SHRNUÍ ÚLOHY POLOHY	31
3.5 VÝSLEDKY KINEMATICKÉHO ROZBORU	31
4 SILOVÝ ROZBOR MECHANISMU ŘÍZENÍ	33
4.1 UVOLNĚNÍ MECHANISMU ŘÍZENÍ	33
4.1.1 Rovnice rovnováhy pro větve z členů 8, 7, 6, 9 a 10	34
4.2 ROZMĚRY MECHANISMU ŘÍZENÍ PRO SILOVÝ ROZBOR	35
4.3 VÝSLEDKY SILOVÉHO ROZBORU PRO ŘEŠENOU VĚTEV	35
5 SHRNUÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ	37
5.1 SHRNUÍ VÝSLEDKŮ KINEMATICKÉHO ROZBORU	37
5.2 SHRNUÍ VÝSLEDKŮ SILOVÉHO ROZBORU	37
6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	38
7 PŘÍLOHY	39
7.1 PROCEDURY SESTAVUJÍCÍ MATICE ZÁKLADNÍCH POHYBŮ	39

7.1.1	<i>Transformační matice pro translaci ve směru osy x</i>	39
7.1.2	<i>Transformační matice pro translaci ve směru osy y</i>	39
7.1.3	<i>Transformační matice pro translaci do obecného bodu K</i>	39
7.1.4	<i>Transformační matice pro rotaci kolem osy x</i>	39
7.1.5	<i>Transformační matice pro rotaci kolem osy y</i>	39
7.2	<i>ÚLOHA POLOHY MECHANISMU ŘÍZENÍ</i>	40
7.2.1	<i>Hlavní procedura</i>	40
7.2.2	<i>Procedura definující počáteční polohu mechanismu řízení</i>	40
7.2.3	<i>Procedura řešení nelineárních rovnice metodou Gauss-Newton</i>	41
7.2.4	<i>Procedura základních smyček</i>	41
7.3	<i>SILOVÝ ROZBOR</i>	43
7.3.1	<i>Hlavní procedura</i>	43
7.3.2	<i>Procedura nastavení Gauss-Newton metody pro řešení rovnic rovnováhy</i>	43
7.4	<i>SEZNAM PŘÍLOH DODANÝCH NA DVD</i>	44
7.4.1	<i>Videosekvence mechanismu řízení</i>	44

Seznam veličin

Velká písmena latinské abecedy		
Značka	Jednotka	Popis veličiny
E	-	Jednotková matice (matice identity)
F	N	Síla
L	mm	Délka členu mechanismu
M	Nmm	Moment
R	-	Symbolické označení rotační vazby
R_x	-; mm	Transformační matice rotace kolem osy x
R_y	-; mm	Transformační matice rotace kolem osy y
R_z	-; mm	Transformační matice rotace kolem osy z
T	-; mm	Transformační matice posuvu do bodu
T_{ij}	-; mm	Transformační matice
T_x	-; mm	Transformační matice posuvu ve směru osy x
T_y	-; mm	Transformační matice posuvu ve směru osy y
T_z	-; mm	Transformační matice posuvu ve směru osy z

Malá písmena latinské abecedy		
Značka	Jednotka	Popis veličiny
a	-; mm	Prvek transformační matice
i	- -	Pořadové číslo Počet stupňů volnosti
j	-	Pořadové číslo
m	-	Počet těles
r	-	Rozšířený polohový vektor
r	mm	Délka ramene momentu
x	-	Souřadnice ve směru osy x
x_A	mm	Souřadnice polohy bodu v tělesovém souřadném systému 4
x_{A1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému

x_B	mm	Souřadnice polohy bodu v tělesovém souřadném systému 6
x_{B_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
x_{C_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
x_{D_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
x_{E_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
x_F	mm	Souřadnice polohy bodu v tělesovém souřadném systému 13
x_{F_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
x_G	mm	Souřadnice polohy bodu v tělesovém souřadném systému 15
x_{G_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
x_{H_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
y	-	Souřadnice ve směru osy y
y_A	mm	Souřadnice polohy bodu v tělesovém souřadném systému 4
y_{A_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
y_B	mm	Souřadnice polohy bodu v tělesovém souřadném systému 6
y_{B_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
y_{C_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
y_{D_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
y_{E_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
y_F	mm	Souřadnice polohy bodu v tělesovém souřadném systému 13
y_{F_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
y_G	mm	Souřadnice polohy bodu v tělesovém souřadném systému 15
y_{G_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
y_{H_1}	mm	Souřadnice polohy bodu v globálním souřadném systému
y	-	Souřadnice ve směru osy z

Malá písmena řecké abecedy		
Značka	Jednotka	Popis veličiny
α	rad	Vektor úhlů natočení a posuvů ve vazbách
φ	rad	Úhel natočení - vstup
ψ	rad	Doplňkový úhel mechanismu

1 Úvod

Řízení a jeho správná funkčnost je u každého automobilu důležitá. I proto se vývoji těchto mechanismů věnovalo hodně času. Pár desítek let zpět mechanismy řízení nebyly tak složité, jak je tomu v dnešní době, ale složitost těchto konstrukčních prvků zvýšila pohodlí při řízení vozidla. To že, je řízení vozidel snazší a méně namáhavé má také pozitivní vliv na aktuální psychiku řidiče, který zrovna sedí za volantem.

Každý vývoj však obsahuje nezbytnou výpočtovou část. Vzhledem k tomu, že mechanismus je v praxi používán, je zřejmé, že výrobce, který model mechanismu k práci dodal již má tento konstrukční prvek navržen, vypočítán a optimalizován pro provoz. Tato práce byla vytvořena proto, aby výrobce měl k dispozici také nezávislé výsledky třetí strany, které by v případě rozvinutí práce do prostoru mohl porovnat.

Cílem práce tedy bude vypracování kinematického a silového rozboru pro výrobcem dodaného modelu mechanismu řízení. Kinematický i silový rozbor bude řešen pouze v rovině.

2 Kinematická analýza složených mechanismů maticovou metodou

Maticové metody se v praxi s úspěchem využívají především pro jejich možnost zautomatizovat je. Vhodné je jejich použití pro 3D úlohy, ale dají se také použít pro úlohy v rovině. Maticové metody bude využito, poněvadž v budoucnu autor plánuje rozšířit vyšetření dané problematiky v prostoru.

2.1 Úloha polohy

V případě, že máme prostorový složený mechanismus, vede úloha polohy na řešení soustavy šesti transcendentních rovnic. V našem případě máme složený mechanismus rovinný, tudíž se omezíme na soustavu tří nelineárních rovnic. Analytické řešení je v některých konkrétních případech možné, nicméně obecně je nutné řešit tyto rovnice numericky.

2.2 Určení počtu základních kinematických smyček

Při určování počtu základních kinematických smyček vycházíme z následujících vět převzatých z [3].

Věta 1: Každý složený mechanismus je tvořen jedním jednoduchým uzavřeným řetězcem a několika jednoduchými otevřenými řetězci s oboustrannými vazbami. Tyto řetězce nejsou určeny jednoznačně, ale jejich počet r je invariantní.

Věta 2: Těmto řetězcům říkáme základní řetězce.

Věta 3: Každý jednoduchý otevřený řetězec lze doplnit pomocí dalších členů mechanismu navazujících na něj v místech koncových vazeb na jednoduchý uzavřený řetězec, tedy na smyčku. Říkáme jim proto základní smyčky a jejich počet je roven počtu základních řetězců r .

Počet neznámých souřadnic vazeb, které budou určovány úlohou polohy, pak bude $r \cdot 3$. Na obrázku 3.5 ze strany 23 je vidět rozložení daného mechanismu na osm základních řetězců, přičemž zde je jeden základní uzavřený řetězec a sedm základních otevřených

řetězců. Členy 1, 2, 3 a 4 tvoří základní uzavřený řetězec. První otevřený základní řetězec je tvořen členy 6, 7 a 8. Druhý otevřený základní řetězec je tvořen členy 4, 5, 6. Třetí otevřený základní řetězec je tvořen členy 6, 9 a 10. Čtvrtý otevřený základní řetězec je tvořen členy 6, 18 a 15. Pátý otevřený základní řetězec je tvořen členy 15, 16 a 17. Šestý otevřený základní řetězec je tvořen členy 11, 12 a 13. Sedmý otevřený základní řetězec je tvořen členy 13, 14 a 15. Počet základních řetězců se tedy rovná osmi, přičemž to je také počet základních smyček mechanismu. Na obrázku 3.6 ze strany 24 je znázorněna volba rozložení základních smyček.

2.3 Poloha bodu vzhledem k tělesovým souřadným systémům

Každý pohyb je možno popsat matematicky pomocí geometrických vztahů. To si předvedeme na jednoduchém příkladě. Představme si v prostoru dvě libovolně spojená tělesa a a b , viz obrázek 2.1. Každému takovému tělesu přiřadíme pravoúhlý, pravotočivý tělesový souřadný systém s počátkem O_a a O_b . Máme tělesový souřadný systém pro těleso a s počátkem O_a a osami x_a , y_a a z_a . Analogicky pro těleso b počátek souřadného systému O_b s osami x_b , y_b a z_b .

Uvažujme bod M tělesa. Nyní bychom chtěli vyjádřit polohu bodu M v souřadném systému tělesa a . Tuto polohu lze získat pomocí transformační rovnice, kde \mathbf{T}_{ab} definuje spojení těles a a b .

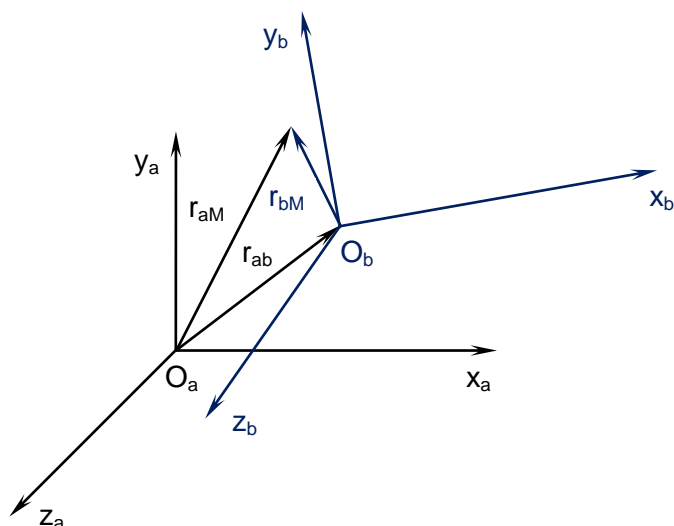
$$\begin{bmatrix} x_{aM} \\ y_{aM} \\ z_{aM} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & x_{ob} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & y_{ob} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & z_{ob} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{bM} \\ y_{bM} \\ z_{bM} \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (2.1)$$

nebo zapsáno symbolickou maticovou rovnicí

$$\mathbf{r}_{aM} = \mathbf{T}_{ab} \cdot \mathbf{r}_{bM}. \quad (2.2)$$

V našem případě však řešíme mechanismus řízení v rovině, tudíž se rovnice 2.1 zjednoduší na následující tvar

$$\begin{bmatrix} x_{aM} \\ y_{aM} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & x_{ob} \\ a_{21} & a_{22} & y_{ob} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{bM} \\ y_{bM} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$



Obrázek 2.1: Tělesové souřadné systémy

2.4 Základní pohyby

O *základních pohybech* mluvíme v případě, kdy se těleso b vůči a buďto přímočaře posouvá, nebo otáčí a zároveň pak také musí být speciálně voleny souřadné systémy jednotlivých těles. Vhodné je uvědomit si, že složením základních pohybů jsme schopni realizovat libovolný pohyb. Navíc platí, že nezáleží na pořadí translačních pohybů. Dokonce můžeme zaměnit pořadí translace a rotace kolem stejné osy a po stejné ose.

Z první věty tedy vyplývá, že mluvíme-li o základních pohybech, máme na mysli 6 pohybů. Jedná se o posuvy ve směrech tří souřadných os x , y , z a samozřejmě i o rotace kolem těchto os. Pro translační pohyby budeme translační matice označovat $T_x(x)$, $T_y(y)$, $T_z(z)$, přičemž dolním indexem vyjadřujeme osu, po níž se translační pohyb děje, a v závorce je jeho velikost. Translační matice pro rotační pohyby budeme zapisovat jako $R_x(\varphi)$, $R_y(\psi)$, $R_z(\xi)$. Podobně jako u posouvajícího pohybu dolním indexem označujeme rotaci kolem osy a v závorce je velikost úhlu pootočení. Poslední transformační matice, kterou budeme potřebovat, je posuvný pohyb do obecného bodu K . Transformační matice do tohoto bodu bude označena jako $T(K)$.

Translační matice pro posuvný pohyb ve směrech jednotlivých os, včetně translace do obecného bodu \mathbf{K} , jsou

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_x(x) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{T}_y(y) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{T}_z(z) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \\ \mathbf{T}(\mathbf{K}) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (2.4a)$$

Další tři rovnice pro základní pohyb jsou pro rotační pohyb, tedy

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_x(\varphi) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ 0 & \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{R}_y(\psi) = \begin{bmatrix} \cos \psi & 0 & \sin \psi & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \psi & 0 & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \\ \mathbf{R}_z(\xi) &= \begin{bmatrix} \cos \xi & -\sin \xi & 0 & 0 \\ \sin \xi & \cos \xi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (2.4b)$$

Při řešení však ještě bude potřeba popsat inverzní pohyb. Pokud tedy hovoříme o pohybu $b : a$, tak inverzním pohybem k němu je pohyb $a : b$. Transformační matici inverzního pohybu můžeme vyjádřit pomocí následujících vztahů

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{ij} &= \mathbf{T}_x(x) \cdot \mathbf{T}_y(y) \cdot \mathbf{T}_z(z) \cdot \mathbf{R}_x(\varphi) \cdot \mathbf{R}_y(\psi) \cdot \mathbf{R}_z(\xi), \\ \mathbf{T}_{ji} &= \mathbf{T}_{ij}^{-1} = \mathbf{R}_z(-\xi) \cdot \mathbf{R}_y(-\psi) \cdot \mathbf{R}_x(-\varphi) \cdot \mathbf{T}_z(-z) \cdot \mathbf{T}_y(-y) \cdot \mathbf{T}_x(-x). \end{aligned} \quad (2.5)$$

Pro rovinu se předchozí vztahy zjednoduší. Pro rovinný případ můžeme vynechat třetí řádek i sloupec, a získáme tak

$$\mathbf{T}_x(x) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{T}_y(y) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & y \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{T}(\mathbf{K}) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & x_K \\ 0 & 1 & y_K \\ 0 & 0 & 1_K \end{bmatrix}. \quad (2.1a)$$

Další dvě rovnice pro základní pohyb jsou pro rotační pohyb, tedy

$$\mathbf{R}_x(\varphi) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{R}_y(\psi) = \begin{bmatrix} \cos \psi & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.1b)$$

Při řešení však ještě bude potřeba popsat inverzní pohyb. Pokud tedy hovoříme o pohybu $b : a$, tak inverzním pohybem k němu je pohyb $a : b$. Transformační matici inverzního pohybu můžeme vyjádřit pomocí následujících vztahů

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{ij} &= \mathbf{T}_x(x) \cdot \mathbf{T}_y(y) \cdot \mathbf{R}_x(\varphi) \cdot \mathbf{R}_y(\psi), \\ \mathbf{T}_{ji} &= \mathbf{T}_{ij}^{-1} = \mathbf{R}_y(-\psi) \cdot \mathbf{R}_x(-\varphi) \cdot \mathbf{T}_y(-y) \cdot \mathbf{T}_x(-x). \end{aligned} \quad (2.2)$$

2.5 Současné pohyby

Budeme-li nyní uvažovat n těles libovolně spojených a tomu odpovídající počet tělesových systémů označených 1, 2, ..., n , tak s využitím vztahu 4.2 můžeme dále psát vztahy pro polohu obecného bodu M jako

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{1M} &= \mathbf{T}_{12} \cdot \mathbf{r}_{2M}, \\ \mathbf{r}_{2M} &= \mathbf{T}_{23} \cdot \mathbf{r}_{3M}, \\ &\vdots \\ \mathbf{r}_{n-1,M} &= \mathbf{T}_{n-1,n} \cdot \mathbf{r}_{nM}. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Všimněme si, že nyní s výhodou můžeme vyloučit polohové vektory, přičemž získáme

$$\mathbf{r}_{1M} = \mathbf{T}_{12} \cdot \mathbf{T}_{23} \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_{n-1,n} \cdot \mathbf{r}_{nM} = \mathbf{T}_{1n} \cdot \mathbf{r}_{nM}. \quad (2.4)$$

Transformační matice výsledného pohybu je tedy dána součinem jednotlivých transformačních matic, které popisují spojení jednotlivých těles.

2.6 Stanovení úlohy polohy složených mechanismů

Máme-li určenou základní kinematickou smyčku složeného mechanismu, vedeme jí myšlený řez k -tým členem, dojde k rozpadnutí základní kinematické smyčky na dva otevřené řetězce. Označme si členy základní kinematické smyčky 1, 2, ..., n , potom můžeme psát, že vznikly dva otevřené řetězce $1, 2, \dots, k-1, k$ a $1, n, n-1, k+1, k$. Pro libovolný bod M můžeme psát

$$\mathbf{r}_{1M} = \mathbf{r}_{1M}$$

$$\mathbf{T}_{12} \cdot \mathbf{T}_{23} \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_{k-1,k} \cdot \mathbf{r}_{kM} = \mathbf{T}_{1n} \cdot \mathbf{T}_{n,n-1} \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_{k+1,k} \cdot \mathbf{r}_{kM}, \quad (2.5a)$$

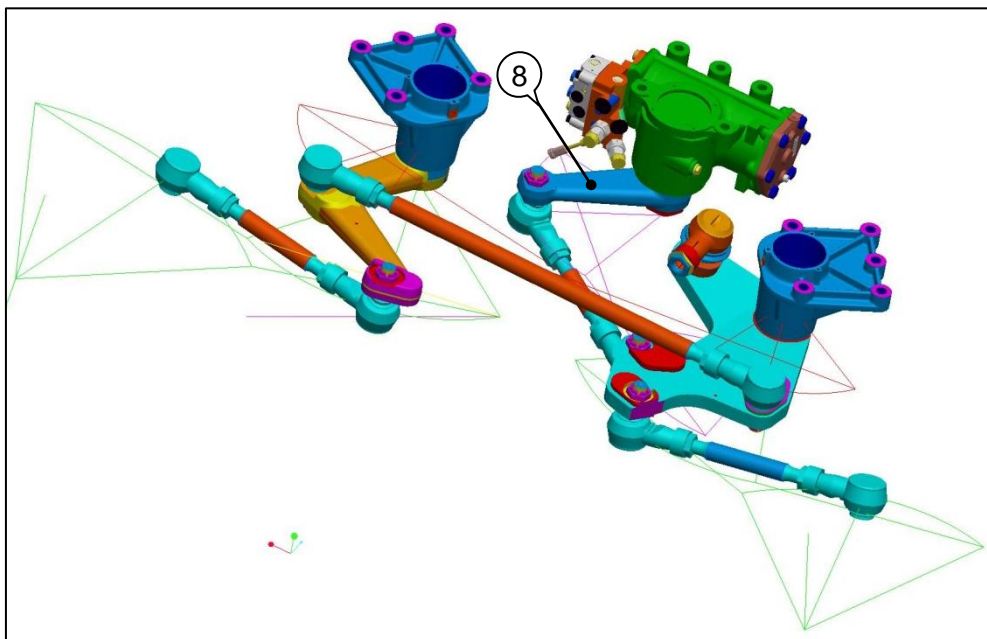
kde můžeme vynechat rozšířený polohový vektor, díky čemu získáme *kinematickou rovnici* jedné základní smyčky složeného mechanismu

$$\mathbf{T}_{12} \cdot \mathbf{T}_{23} \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_{k-1,k} = \mathbf{T}_{1n} \cdot \mathbf{T}_{n,n-1} \cdot \dots \cdot \mathbf{T}_{k+1,k}. \quad (2.5b)$$

Rovnice 2.5b je nutno sestavit pro každou základní smyčku, přičemž získáme soustavu o $r \cdot 3$ transcendentních a skalárních rovnicích s $r \cdot 3$ neznámými. Pro náš zadaný mechanismus řízení to je $8 \cdot 3 = 24$.

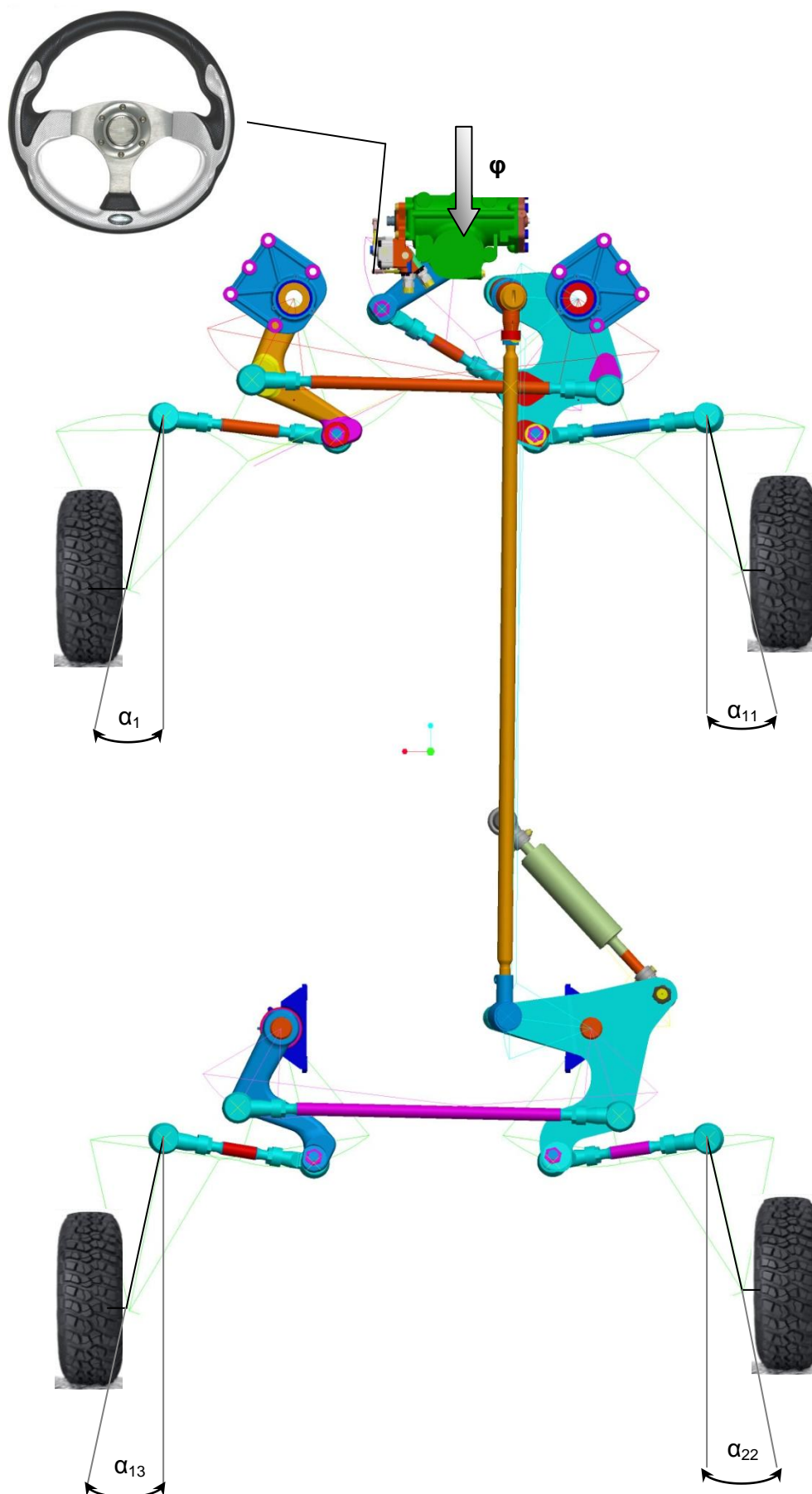
3 Kinematický rozbor funkce řízení dvojnápravy

Od výrobce byl dodán model řízení obrázek 3.1. Vstupním parametrem mechanismu řízení je natočení volantu, respektive úhel natočení φ členu 8. Funkce mechanismu tedy spočívá v přenosu točivého momentu aplikovaného na volant přes vřeteno řízení na posilovač a na páku řízení, která se natočí o velikost vstupního parametru. Odtud je pohyb přenášen táhlem, jež je spojeno s pravým ramenem řízení. Pohyb tohoto ramene pak vyvolává natáčení levého ramene a dalších táhel, které nakonec způsobí natočení kol přední nápravy.



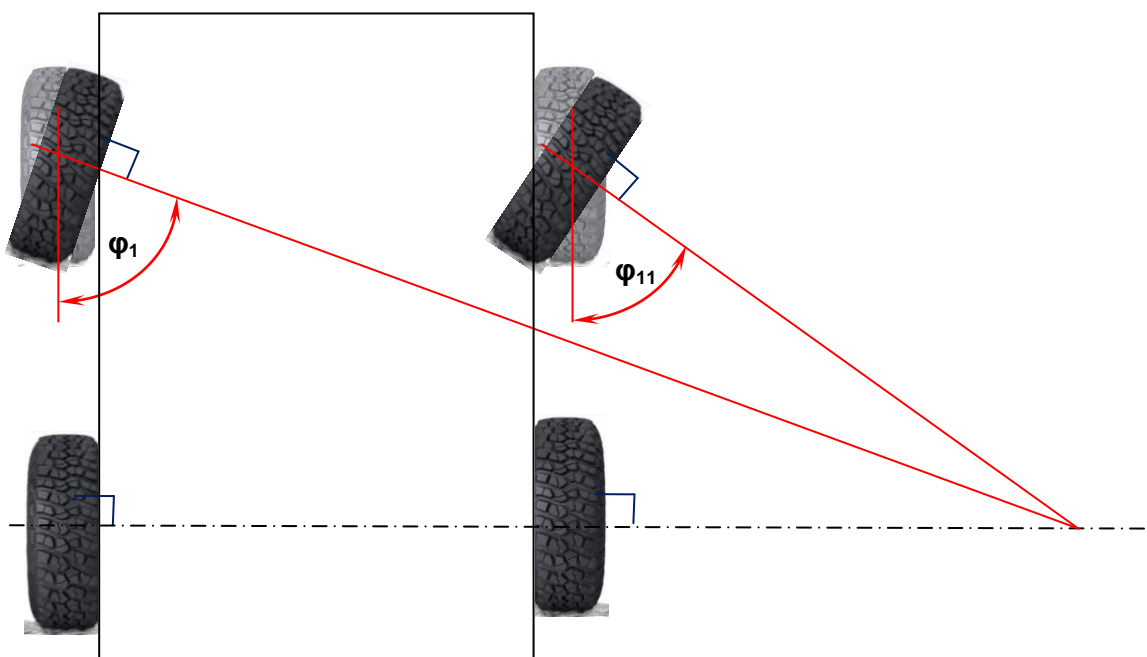
Obrázek 3.1: Určení vstupu na přední nápravě – člen 8

Z pravého ramene pak ještě dochází k dalšímu přenosu pohybu pomocí táhla, jež spojuje přední nápravu s nápravou zadní (viz obrázek 3.2), a dochází tak v konečném výsledku k natáčení kol zadní nápravy.



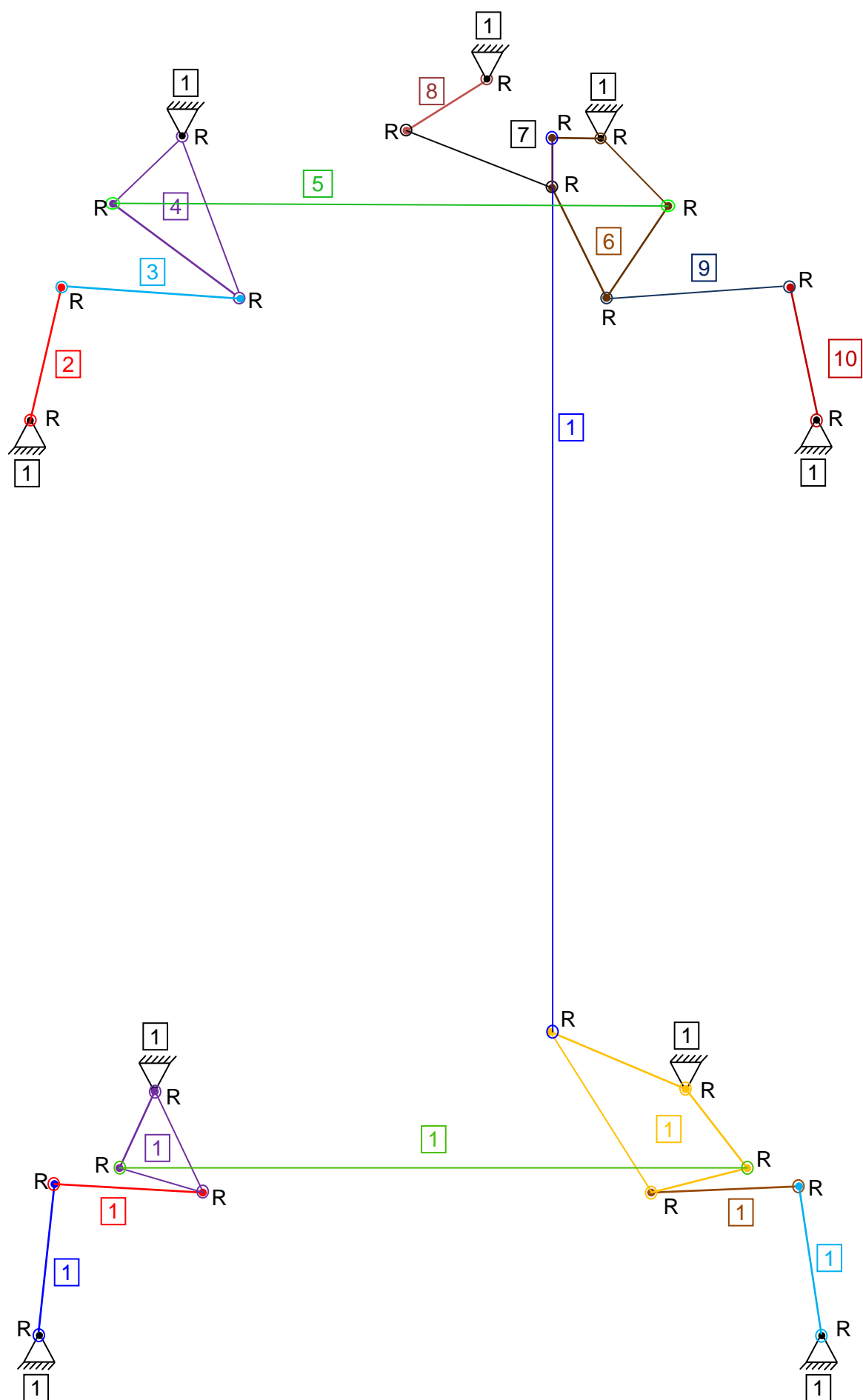
Obrázek 3.2: Horní pohled na mechanismus řízení s okótovanými výstupy a vstupem

Výstupem celého mechanismu řízení nápravy jsou čtyři úhly (φ_1 , φ_{11} , φ_{13} a φ_{22}), které udávají velikost natočení všech kol (nejedná se ale přímo o úhel natočení kol). Nutno podotknout, že úhly budou odlišné, což si můžeme vyzkoušet v praxi třeba na osobním automobilu. Díky rozdílnému natočení kol je zaručeno rovnoměrné opotřebení pneumatik kol. Princip této geometrie je znázorněn dále na obrázku 3.3.



Obrázek 3.3: Nákres geometrie při natočení kol u osobního automobilu

Pro kinematický rozbor bylo na základě dodaného modelu vytvořené kinematické schéma. Jednotlivá tělesa mechanismu byla pro přehlednost popsána a označena jinou barvou, obrázek 3.4.



Obrázek 3.4: Kinematické schéma mechanismu řízení

3.1 Stanovení počtu stupňů volnosti a počtu základních kinematických smyček

Dle vzorce (1) bylo zjištěno, že mechanismus má pouze jeden stupeň volnosti, a ten odpovídá počtu vstupů.

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot (r + p + v) - 1 \cdot o = 3 \cdot (18 - 1) - 2 \cdot (25 + 0 + 0) - 1 \cdot 0 = 1. \quad (3.1)$$

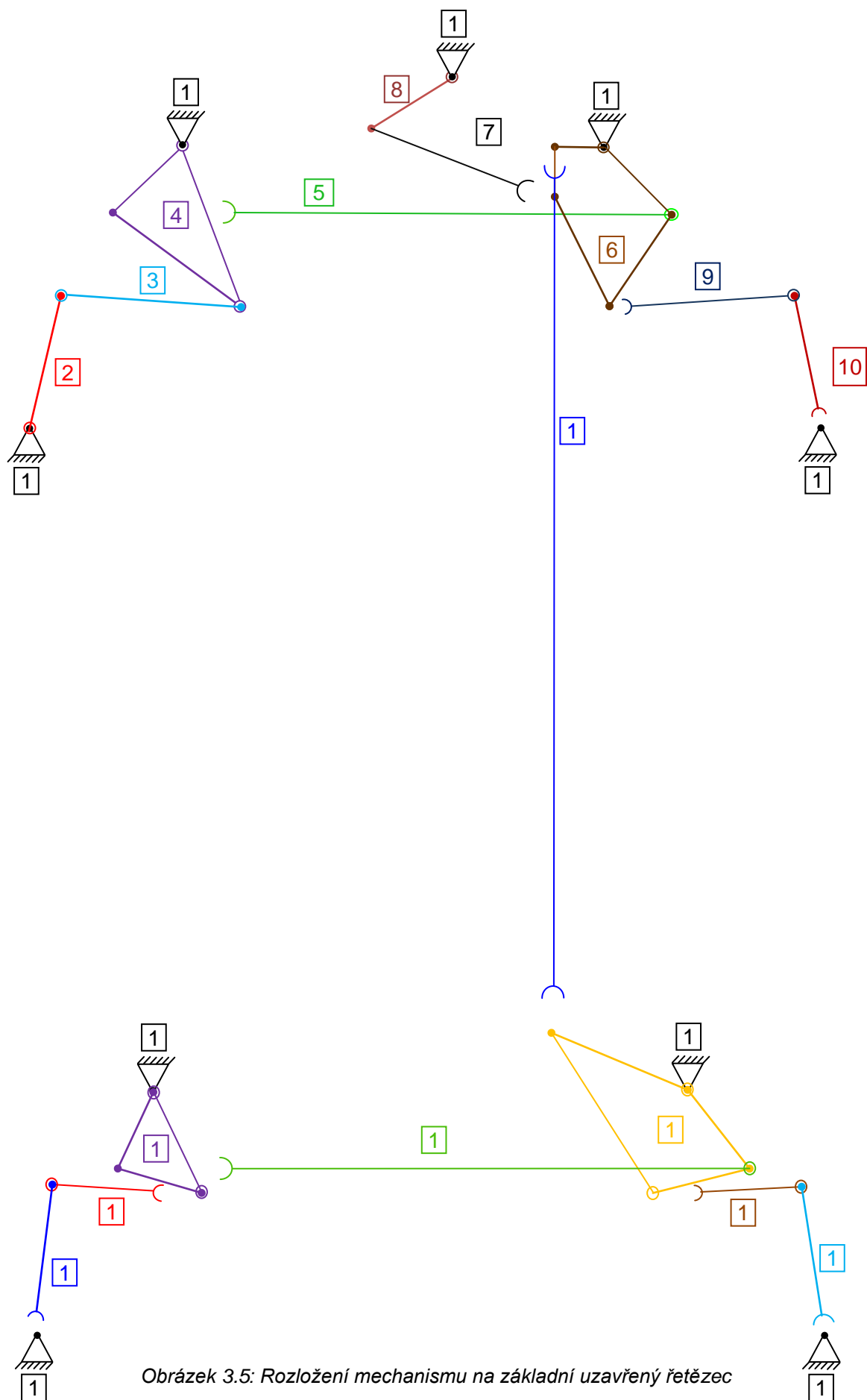
n ... počet členů mechanismu včetně rámu

r ... počet rotačních vazeb

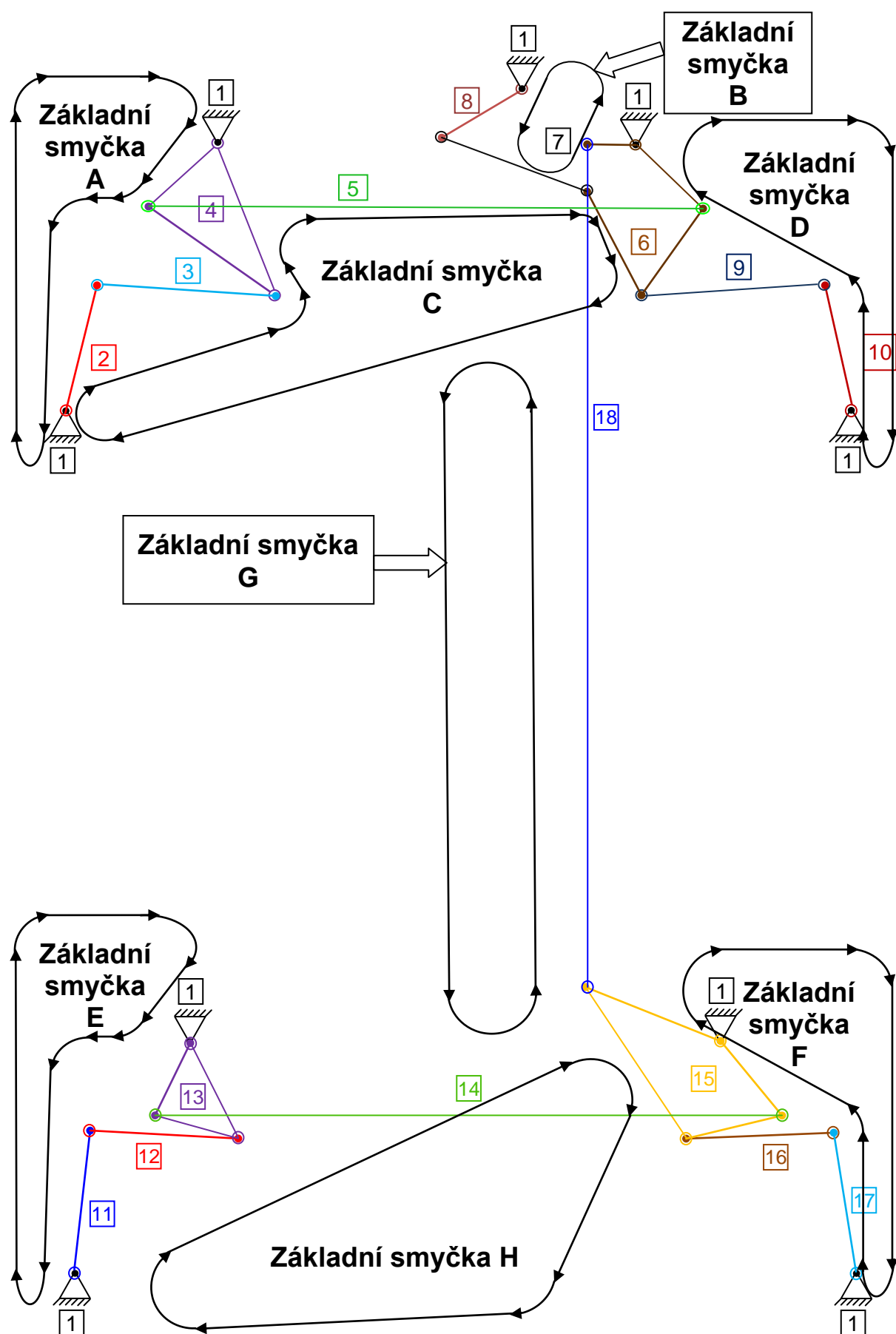
v ... počet valivých vazeb

p ... počet posuvných vazeb

o ... počet obecných vazeb



Obrázek 3.5: Rozložení mechanismu na základní uzavřený řetězec a základní otevřený řetězec



Obrázek 3.6: Rozvržení základních kinematických smyček

Mechanismus řízení má dle obrázku 3.6 osm základních kinematických smyček, přičemž se jednotlivé smyčky skládají z těchto těles (členů):

Základní kinematická smyčka A se skládá z členů: 1, 2, 3 a 4.

Základní kinematická smyčka B se skládá z členů: 1, 6, 7 a 8.

Základní kinematická smyčka V se skládá z členů: 1, 4, 5 a 6.

Základní kinematická smyčka D se skládá z členů: 1, 6, 9 a 10.

Základní kinematická smyčka E se skládá z členů: 1, 11, 12 a 13.

Základní kinematická smyčka F se skládá z členů: 1, 15, 16 a 17.

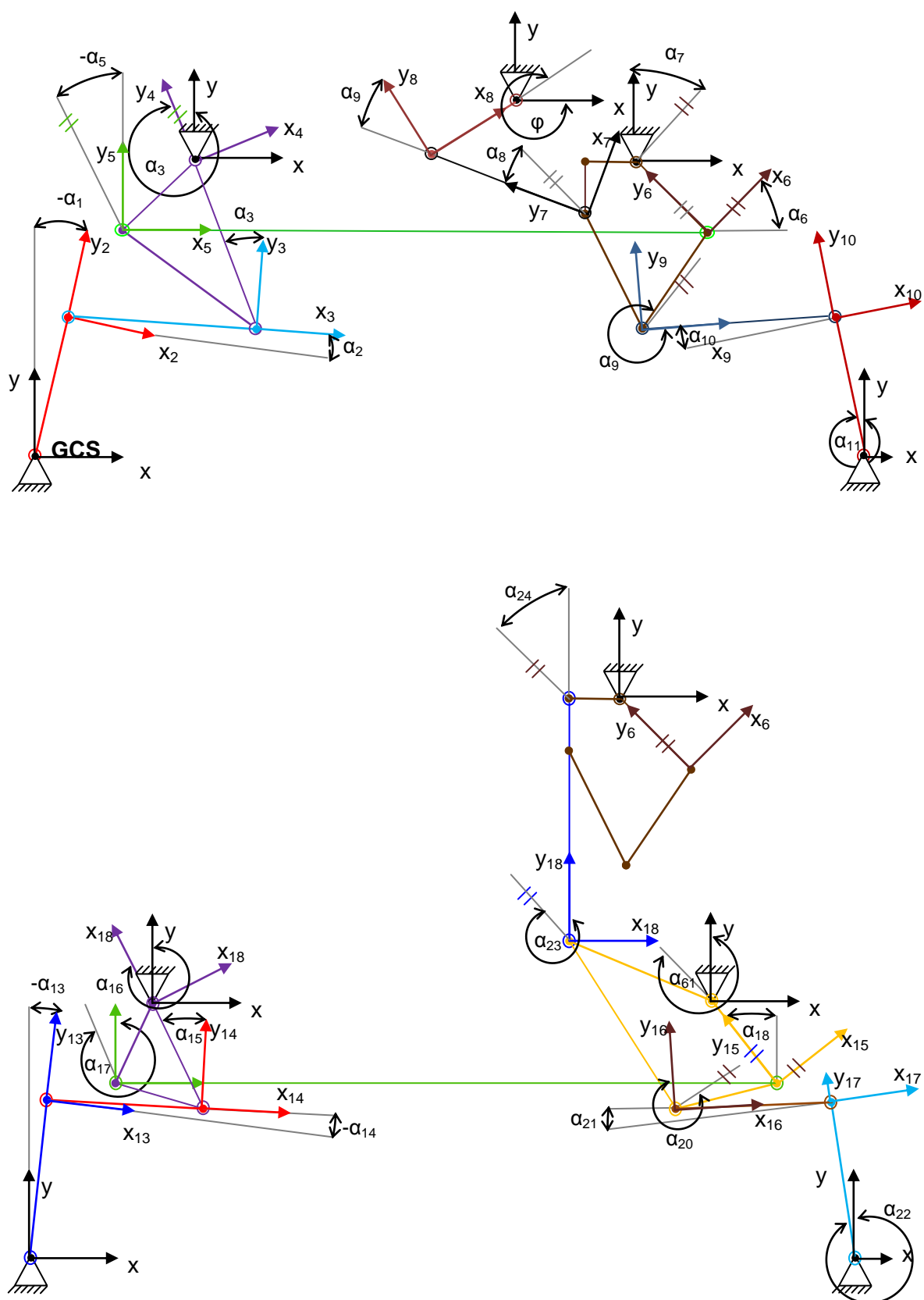
Základní kinematická smyčka G se skládá z členů: 1, 15, 18 a 6.

Základní kinematická smyčka H se skládá z členů: 1, 13, 14 a 15.

3.2 Sestavení maticových rovnic úlohy polohy mechanismu řízení

Základem při sestavování úlohy polohy pomocí maticové metody je zavedení tělesových souřadných systémů, které je vidět na obrázku 3.7 níže. Globální (nepohyblivý) souřadný systém s osami x a y přísluší rámu. Další systém označování tělesových souřadných systému je volen tak, aby indexy jednotlivých os souhlasily s číselným označením dalších těles složeného mechanismu.

Pokud máme určeny všechny tělesové souřadné systémy, následuje další krok, v němž je třeba popsat všechny polohy vazeb daného mechanismu. K určení rozměrů mechanismu pak patří i určení polohy bodů, ve kterých je mechanismus spojen s rámem v globálním souřadném systému. Zakótované rozměry mechanismu řízení jsou pak na obrázku 3.8.



Obrázek 3.7: Volba tělesových souřadných systémů, včetně zakreslených natočení vazeb α

3.2.1 Maticová rovnice základní kinematické smyčky A

Při vyjadřování transformačních matic pro základní smyčku A byl zaveden vektor $\alpha \in \mathbb{R}^{24}$. Prvky vektoru α jsou neznámé úhly natočení v jednotlivých vazbách.

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{12} &= \mathbf{R}_z(\alpha_1), \\ \mathbf{T}_{23} &= \mathbf{T}_y(L_2) \cdot \mathbf{R}_z(\alpha_2), \\ \mathbf{T}_{34} &= \mathbf{T}_x(L_3) \cdot \mathbf{R}_z(\alpha_3), \\ \mathbf{T}_{41} &= \mathbf{T}_y(L_4) \cdot \mathbf{R}_z(\alpha_4) \cdot \mathbf{T}_x(-x_{A1}) \cdot \mathbf{T}_y(-y_{A1}). \end{aligned} \quad (3.2)$$

Maticová rovnice základní smyčky A bude mít dle rovnice 1.10b následující tvar

$$\mathbf{E} = \mathbf{T}_{12} \cdot \mathbf{T}_{23} \cdot \mathbf{T}_{34} \cdot \mathbf{T}_{41}, \quad (3.3)$$

kde $\mathbf{E} \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ je maticí identity a \mathbf{T}_{ij} jsou transformační matice, které vyjadřují přechod z i - tého do j - tého tělesového souřadného systému.

3.2.2 Maticová rovnice základní kinematické smyčky B

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{16} &= \mathbf{T}_x(x_{B1}) \cdot \mathbf{T}_y(y_{B1}) \cdot \mathbf{R}_z(\alpha_7) \cdot \mathbf{T}_y(-L_6), \\ \mathbf{T}_{67} &= \mathbf{T}_x(-x_{B7}) \cdot \mathbf{T}_y(y_{B7}) \cdot \mathbf{R}_z(\alpha_8), \\ \mathbf{T}_{78} &= \mathbf{T}_y(L_7) \cdot \mathbf{R}_z(\alpha_{12}), \\ \mathbf{T}_{81} &= \mathbf{T}_x(L_8) \cdot \mathbf{R}_z(\phi_i) \cdot \mathbf{T}_x(-x_{C1}) \cdot \mathbf{T}_y(-y_{C1}). \end{aligned} \quad (3.4)$$

Maticová rovnice základní smyčky B bude mít dle rovnice 1.10b následující tvar

$$\mathbf{E} = \mathbf{T}_{16} \cdot \mathbf{T}_{67} \cdot \mathbf{T}_{78} \cdot \mathbf{T}_{81} \quad (3.5)$$

3.2.3 Maticová rovnice základní kinematické smyčky C

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{14} &= \mathbf{T}_x(x_{A1}) \cdot \mathbf{T}_y(y_{A1}) \cdot \mathbf{R}_z(-\alpha_4) \cdot \mathbf{T}_y(-L_4), \\ \mathbf{T}_{45} &= \mathbf{T}_x(-x_{A4}) \cdot \mathbf{T}_y(y_{A4}) \cdot \mathbf{R}_z(\alpha_5), \\ \mathbf{T}_{56} &= \mathbf{T}_x(L_5) \cdot \mathbf{R}_z(\alpha_6), \\ \mathbf{T}_{61} &= \mathbf{T}_y(L_6) \cdot \mathbf{R}_z(-\alpha_7) \cdot \mathbf{T}_x(-x_{B1}) \cdot \mathbf{T}_y(-y_{B1}). \end{aligned} \quad (3.6)$$

Maticová rovnice základní smyčky A bude mít dle rovnice 2.5b následující tvar

$$\mathbf{E} = \mathbf{T}_{14} \cdot \mathbf{T}_{45} \cdot \mathbf{T}_{56} \cdot \mathbf{T}_{61} \quad (3.7)$$

3.2.4 Maticová rovnice základní kinematické smyčky D

V následujících vztazích není uveden tvar rovnice T_{16} , protože byl uveden výše v 2.5b. Ostatní transformační matice jsou opět rozepsány jako součiny základních pohybů.

$$\begin{aligned}T_{69} &= T_x(-xB_9) \cdot T_y(-yB_9) \cdot R_z(\alpha_9), \\T_{910} &= T_x(L_9) \cdot R_z(\alpha_{10}), \\T_{101} &= T_y(-L_{10}) \cdot R_z(\alpha_{11}) \cdot T_x(-xD_1).\end{aligned}\tag{3.8}$$

Maticová rovnice základní smyčky A bude mít dle rovnice 2.5b následující tvar

$$E = T_{16} \cdot T_{69} \cdot T_{910} \cdot T_{101}\tag{3.9}$$

3.2.5 Maticová rovnice základní kinematické smyčky E

$$\begin{aligned}T_{111} &= R_z(\alpha_{13}), \\T_{1112} &= T_y(L_{11}) \cdot R_z(\alpha_{14}), \\T_{1213} &= T_x(L_{12}) \cdot R_z(\alpha_{15}), \\T_{131} &= T_y(L_{13}) \cdot R_z(\alpha_{16}) \cdot T_x(-xF_1) \cdot T_y(-yF_1).\end{aligned}\tag{3.10}$$

Maticová rovnice základní smyčky A bude mít dle rovnice 2.5b následující tvar

$$E = T_{111} \cdot T_{1112} \cdot T_{1213} \cdot T_{131}\tag{3.11}$$

3.2.6 Maticová rovnice základní kinematické smyčky F

$$\begin{aligned}T_{115} &= T_x(xG_1) \cdot T_y(yG_1) \cdot R_z(-\alpha_{19}) \cdot T_y(-L_{15}), \\T_{1516} &= T_x(-xG_3) \cdot T_y(-yG_3) \cdot R_z(\alpha_{20}), \\T_{1617} &= T_x(L_{16}) \cdot R_z(\alpha_{21}), \\T_{171} &= T_y(-L_{17}) \cdot R_z(\alpha_{22}) \cdot T_x(-xH_1).\end{aligned}\tag{3.12}$$

Maticová rovnice základní smyčky A bude mít dle rovnice 2.5b následující tvar

$$E = T_{115} \cdot T_{1516} \cdot T_{1617} \cdot T_{171}\tag{3.13}$$

3.2.7 Maticová rovnice základní kinematické smyčky G

$$\begin{aligned}T_{115} &= T_x(xG_1) \cdot T_y(yG_1) \cdot R_z(-\alpha_9) \cdot T_y(-L_{15}), \\T_{1518} &= T_x(-xG_2) \cdot T_y(yG_2) \cdot R_z(\alpha_{23}), \\T_{186} &= T_y(L_{18}) \cdot R_z(\alpha_{24}), \\T_{61a} &= T_x(xB_3) \cdot T_y(-yB_3) \cdot T_y(L_6) \cdot R_z(-\alpha_7) \cdot T_x(-xB_4) \cdot T_y(-yB_4).\end{aligned}\tag{3.14}$$

Maticová rovnice základní smyčky A bude mít dle rovnice 2.5b následující tvar

$$E = T_{115} \cdot T_{1518} \cdot T_{186} \cdot T_{161a}\tag{3.15}$$

3.2.8 Maticová rovnice základní kinematické smyčky H

$$\begin{aligned}T_{113} &= T_x(xF_1) \cdot T_y(yF_1) \cdot R_z(-\alpha_{16}) \cdot T_y(-L_{13}), \\T_{1314} &= T_x(-xF_2) \cdot T_y(yF_2) \cdot R_z(\alpha_{17}), \\T_{1415} &= T_x(L_{14}) \cdot R_z(\alpha_{18}), \\T_{151} &= T_y(L_{15}) \cdot R_z(\alpha_{19}) \cdot T_x(-xG_1) \cdot T_y(-yG_1).\end{aligned}\tag{3.16}$$

Maticová rovnice základní smyčky A bude mít dle rovnice 2.5b následující tvar

$$E = T_{113} \cdot T_{1314} \cdot T_{1415} \cdot T_{151}\tag{3.17}$$

3.3 Rozměry mechanismu řízení pro kinematický rozbor

V tabulce 1 a 2 jsou uvedeny všechny rozměry, které byly použity při sestavování úlohy polohy pomocí maticových základních smyček. Tabulku 1 pro přehlednost doplňuje schéma mechanismu, kde jsou tyto rozměry zakótovány. Rozměry mechanismu byly naměřeny v programu Pro / ENGINEER z modelu, který dodal výrobce.

Označení délky	Velikost [mm]	Označení délky	Velikost [mm]
L ₂	474,375	L ₁₁	474,375
L ₃	470,580	L ₁₂	409,860
L ₄	387,090	L ₁₃	364,320
L ₅	963,930	L ₁₄	1 028,445
L ₆	258,060	L ₁₅	250,470
L ₇	409,860	L ₁₆	421,245
L ₈	250,470	L ₁₇	421,245
L ₉	462,990	L ₁₈	1 935,450
L ₁₀	425,040		

Tabulka 1: Délkové rozměry mechanismu řízení.

Označení bodu	Souřadnice [mm]	Označení bodu	Souřadnice [mm]
A ₁ ^{*)}	[470,58;766,59]	D ₁ ^{*)}	[1654,62;0]
A ₄ ¹⁾	[174,57;212,52]	F ₁ ^{*)}	[402,27;743,82]
B ₁ ^{*)}	[1229,58;743,82]	F ₂ ³⁾	[163,185;182,16]
B ₃ ²⁾	[166,98;318,78]	G ₁ ^{*)}	[1263,735;721,05]
B ₄ ²⁾	[1297,89;2686,86]	G ₂ ⁴⁾	[204,93;356,73]
B ₇ ²⁾	[246,675;83,49]	G ₃ ⁴⁾	[204,93;106,26]
B ₉ ²⁾	[220,11;60,72]	H ₁ ^{*)}	[1654,62;0]
C ₁ ^{*)}	[910,8;869,055]		

Tabulka 2: Rozměry mechanismu řízení – souřadnice bodů

- ¹⁾ Souřadnice měřeny v tělesovém souřadném systému tělesa č. 4,
²⁾ Souřadnice měřeny v tělesovém souřadném systému tělesa č. 6,
³⁾ Souřadnice měřeny v tělesovém souřadném systému tělesa č. 13,
⁴⁾ Souřadnice měřeny v tělesovém souřadném systému tělesa č. 15,
^{*)} Souřadnice měřeny v globálním souřadném systému.

3.4 Shrnutí úlohy polohy

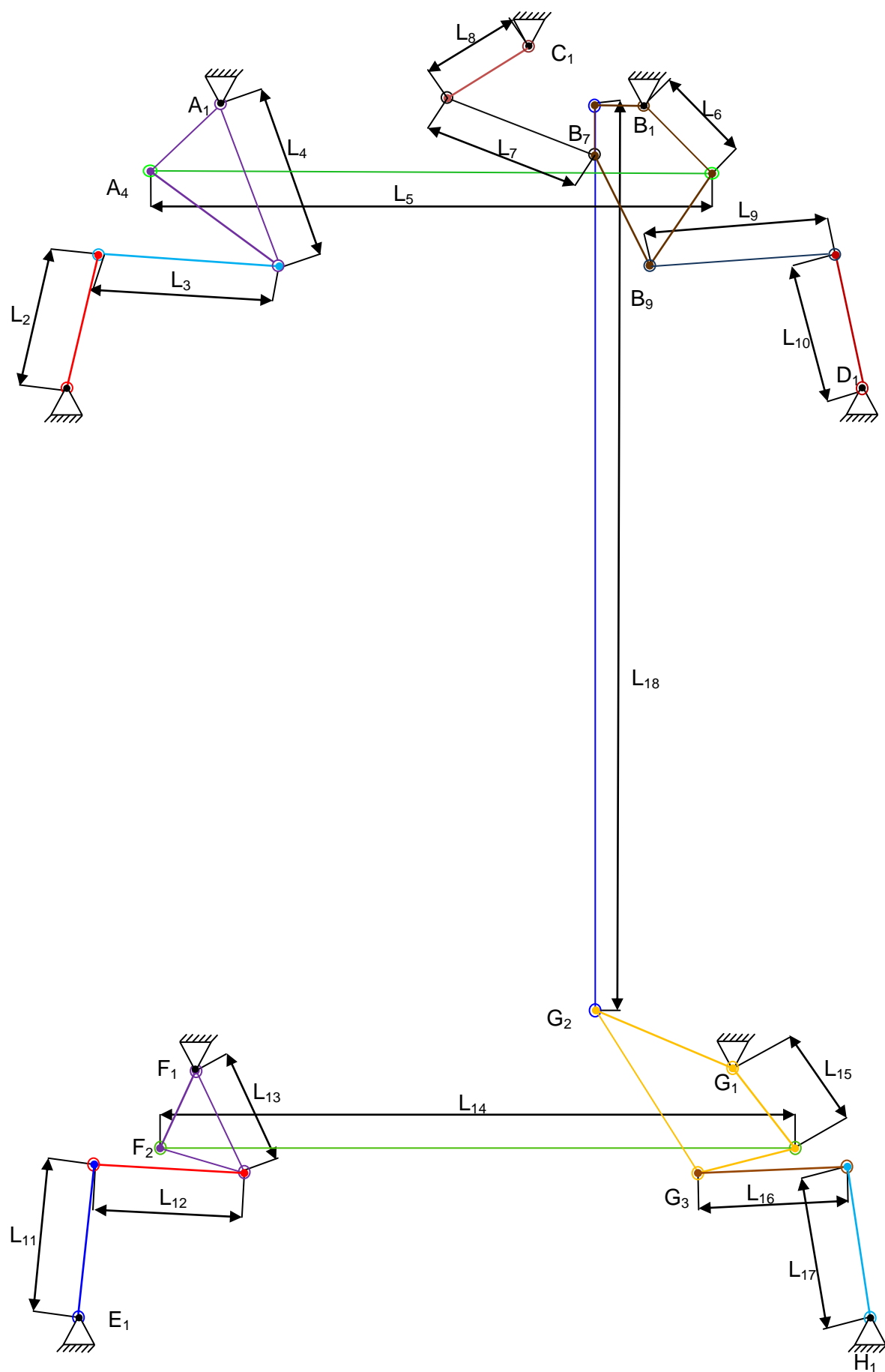
Pro základní smyčky A, B, C, D, E, F, G a H bylo sestaveno osm maticových rovnic, ze kterých jsme získali soustavu dvaceti čtyř transcendentních rovnic, kde jsou neznámými úhly $\alpha \in \mathbb{R}^{24}$, jež představují natočení v jednotlivých vazbách. Tato soustava dvaceti čtyř nelineárních rovnic byla řešena pomocí Gauss-Newton metody, která je přímo obsažena v použitém softwaru MATLAB.

3.5 Výsledky kinematického rozboru

V tabulce 3 jsou uvedeny maximální hodnoty natočení vazeb pro táhla, jež vyvolají natočení kol. Hodnoty v tabulce jsou uvedeny pouze pro maximální pravý a maximální levý rejd. Další hodnoty natočení je možno zjistit po spuštění výpočtu v matematickém softwaru MATLAB (viz příloha 7.2.1 *Hlavní procedura*).

Úhel natočení	Levý rejd	Pravý rejd
α_1	-42,0379°	30,0459°
α_{11}	25,9722°	-40,2159°
α_{13}	-33,7816°	4,9045°
α_{22}	19,7728°	-29,3125°

Tabulka 3: Úhly natočení vazeb pro maximální natočení kol



Obrázek 3.8: Schéma mechanismu se zakótovanými délkami

4 Silový rozbor mechanismu řízení

V kapitole 3 *Kinematický rozbor funkce řízení dvojnápravy* byla popsána funkce mechanismu řízení. Z rozboru vyplývá, že člen osm je zatížen vstupním (hnacím) momentem, tudíž působení vnějších i vnitřních silových účinků bude dáno právě velikostí tohoto hnacího momentu. Pro výpočet byl zvolen hnací moment $M_{rp} = 200 \text{ Nmm}$.

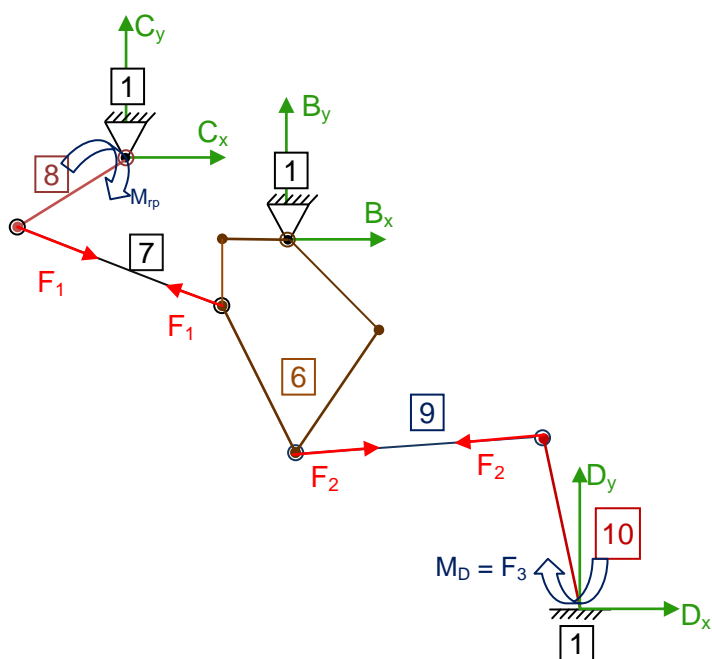
Na obrázku je zobrazeno celé schéma mechanismu řízení, kde můžeme pozorovat také silové účinky v táhlech, které jsou binárními členy, a mohou tak přenášet pouze síly v podélné ose. Postup řešení je rozebrán v následující kapitole.

4.1 Uvolnění mechanismu řízení

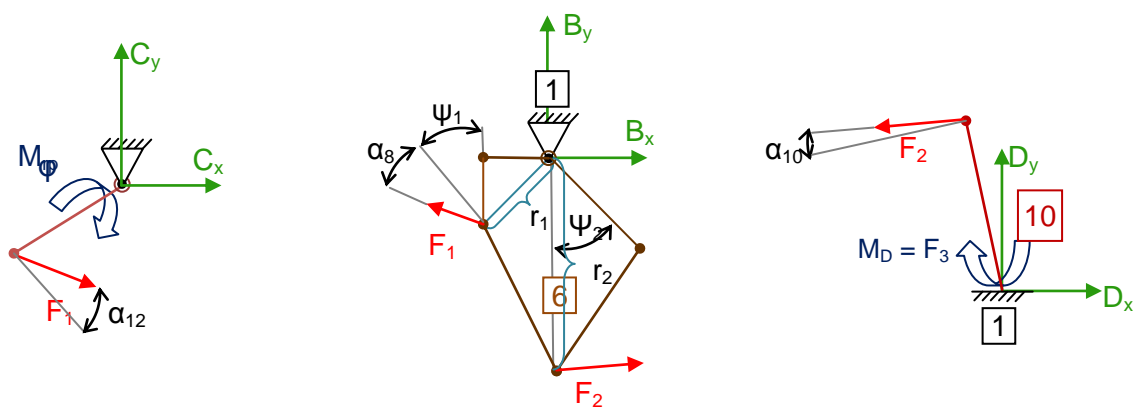
Silový rozbor dodaného mechanismu provedeme metodou uvolnění. Tato metoda spočívá v pomyslném rozdělení mechanismu na jednotlivá tělesa, přičemž účinek vnitřních vazeb nahradíme pro nás neznámými silami. Řešení se tak zdánlivě zjednoduší, protože dojde k rozdělení mechanismu na dílčí úlohy a jejich počet se bude rovnat počtu členů, ze kterých se mechanismus skládá.

Aby se mechanismus dal takto řešit, je nutné, aby úloha byla staticky určitá, tzn. že mechanismus se řeší jako nepohyblivý (statický). Pak lze vždy nalézt alespoň jeden člen, kdy lze rovnováhu vyřešit. Dílčí výsledky se přenášejí jako již známé silové účinky z jednoho tělesa na druhé s respektováním zákona akce a reakce (3. Newtonův zákon).

Princip uvolnění je proveden na větvi mechanismu, která se skládá z těles 8, 7, 6, 9 a 10. Na obrázku je vidět nahrazení kloubové vazby u tělesa 10 za vetknutí. Tímto simulujeme, že pravé přední kolo je v klidu (zablokováno). Na dalším obrázku pak je nahrazení vazeb silovými účinky. U tělesa deset tedy přibyl moment M_D .



Obrázek 4.1: Řešená větev – silový rozbor



Obrázek 4.2: Uvolnění mechanismu řízení

4.1.1 Rovnice rovnováhy pro větev z členů 8, 7, 6, 9 a 10

$$\begin{aligned}
 0 &= -M_{rp} + F_1 \cdot \cos(\alpha_{12}) \cdot L_8 \\
 0 &= -F_1 \cdot \sin(\alpha_8 + \psi_1) \cdot r_1 + F_2 \cdot \cos(\psi_2 + \alpha_9) \cdot r_2 \\
 0 &= -M_D + F_2 \cdot \cos(\alpha_{10}) \cdot L_{10}
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

4.2 Rozměry mechanismu řízení pro silový rozbor

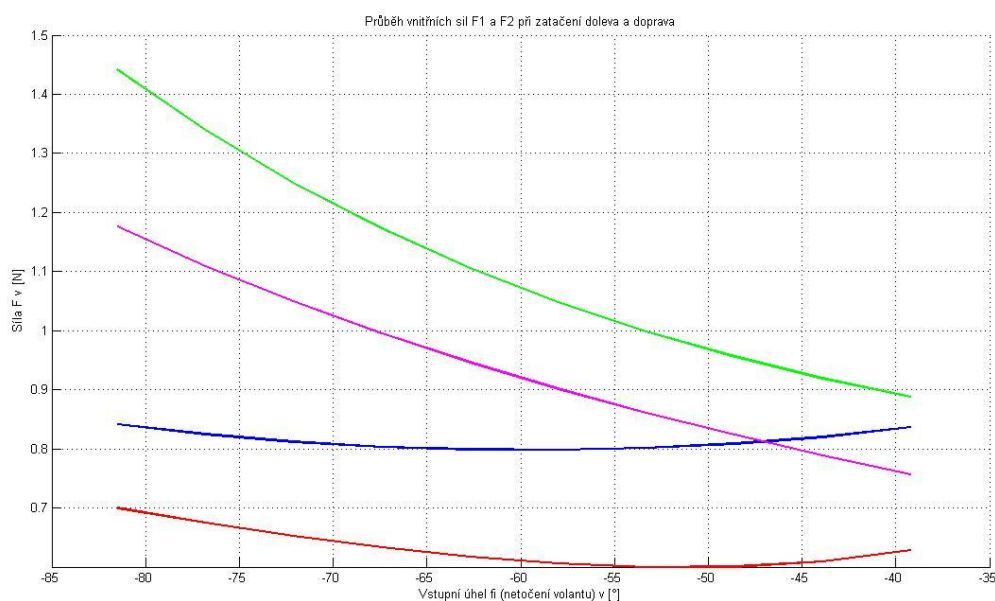
V tabulce 4 jsou uvedeny doplňující rozměry mechanismu řízení (pouze pro první řešenou větev), které jsou potřebné pro silový rozbor mechanismu. Jedná se o délky ramen, a doplňkové úhly, které do výpočtu vstupují. Naměření doplňkových úhlu a délek ramen bylo opět provedeno v programu Pro / ENGINEER z dodaného 3D modelu. Další rozměry mechanismu jsou uvedeny v tabulce 1 a 2 výše.

Doplňkové úhly		Délky ramen [mm]	
Ψ_1	56°	r_1	296,01
Ψ_2	35°	r_2	379,5

Tabulka 4: Rozměry mechanismu řízení pro silový rozbor

4.3 Výsledky silového rozboru pro řešenou větev

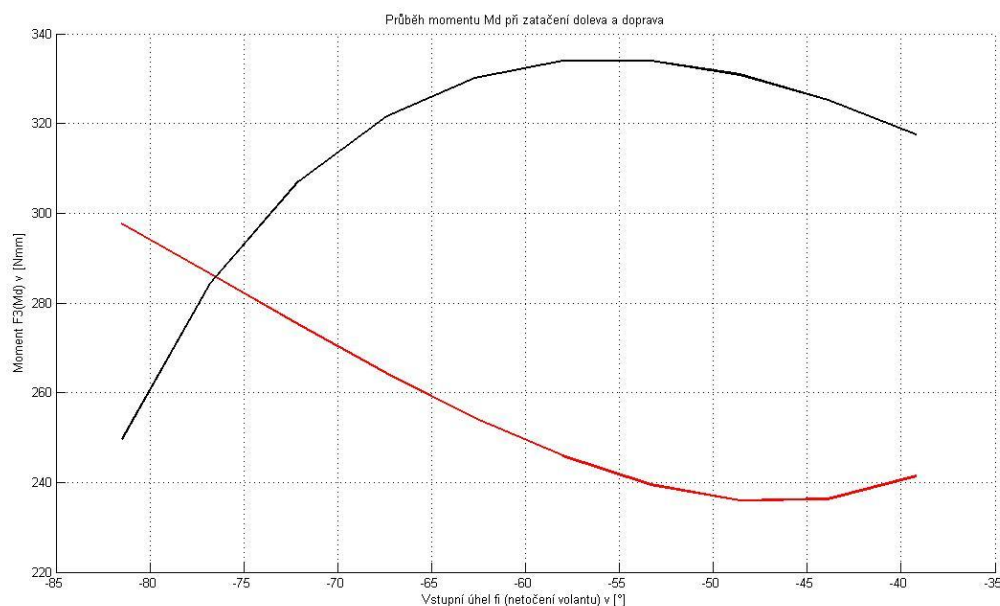
Na grafech níže jsou znázorněny průběhy jednak vnitřních sil v táhlech zvolené větve, a také výstupní moment na pravém kole přední nápravy, které bylo pomyslně zablokováno.



Graf 1

V grafu 1 představuje zelená a modrá křivka průběh vnitřní síly F_1 , přičemž modrá křivka je průběh síly při natočení volantu doleva a zelená křivka je průběh síly při natočení volantu doprava.

Dále růžová a červená křivka představují průběh vnitřní síly F_2 , kde červená křivka představuje průběh síly při natočení volantu doleva a růžová doprava.



Graf 2

Graf 2 vykresluje průběh momentu M_D v bodě vetknutí D . Červená křivka znázorňuje průběh momentu M_D při natáčení volantu doleva a analogicky černá křivka znázorňuje průběh momentu při natáčení volantu doprava. Z průběhů momentů můžeme usuzovat, že při natáčení volantu doprava je řešená větev více namáhána, takže by návrh v daném případě musel vycházet z černé křivky.

Při natáčení doleva je větev nejvíce namáhání právě v poloze maximálního natočení volantu. Avšak při natáčení volantu doprava pozorujeme, že při úplném natočení volantu do krajní polohy je naopak moment minimální a maximální moment je přibližně v 58° natočení páky volantu.

5 Shrnutí dosažených výsledků

5.1 Shrnutí výsledků kinematického rozboru

Byl vypracován kinematický rozbor a silový rozbor pro rovinný případ zadaného mechanismu řízení. Pro získání vstupů pro kinematický rozbor bylo provedeno promítnutí dodaného 3D modelu do roviny, čímž se získaly všechny nutné rozměry pro další řešení. Naměřeny byly také úhly natočení vazeb v základní poloze, tedy v poloze, kdy kola byly natočeny v rovnoběžném směru s vozovkou. Tyto úhly byly použité pro ověření správnosti napsaného programu pro výpočet v matematickém softwaru MATLAB.

Pro známé rozmezí vstupního natočení páky řízení byly dopočteny ostatní natočení vazeb α . V závislosti na tom bylo vytvořeno video, na kterém je vidět, jak celý mechanismu řízení pracuje (viz příloha 6.4.1 *Videosekvence mechanismu řízení*).

Z hlediska návrhu jsou rozhodující úhly α_1 , α_{11} , α_{13} a α_{22} (viz kapitola 3.5 *Výsledky kinematického rozboru*). Toto jsou úhly natočení táhel, které způsobují přímo natočení kol do požadované polohy, přičemž z hlediska návrhu nás zajímají maximální, respektive minimální velikosti těchto úhlů. V těchto hodnotách jsou kola obou náprav v tzv. maximální rejdu.

5.2 Shrnutí výsledků silového rozboru

K silovému rozboru byly použity výsledky z kinematické části. Výpočet byl proveden pouze pro jednu větev mechanismu řízení (viz kapitola 4.1 *Uvolnění mechanismu řízení*). Výsledkem jsou síly působící v podélných osách mechanismu a moment v místě vetknutí (vetknutím je myšleno pomyslné zabrzdění kola v řešené větvi). Průběhy zmíněných silových účinků byly vykresleny v grafech.

6 Seznam použité literatury

[1] BRÁT, Vladimír. *Maticové metody v analýze a syntéze prostorových vázaných systémů*
1. vyd. Praha: Academia, 1981. 212 s.

[2] JULIŠ, Karel; BREPTA, Rudolf et al. *Mechanika I. díl: Statika a kinematika*. Praha: SNTL, 1986.

[3] FRANTIŠEK Ondřej. *Analýza a optimalizace mechanismu řazení*. Ostrava, 2008.
Diplomová práce (Ing.). VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2008-06-11.

7 Přílohy

7.1 Procedury sestavující matice základních pohybů

7.1.1 Transformační matice pro translaci ve směru osy x

```
function trans=Tx(x)
%Transformační matice základního pohybu - posuv po ose x o délku x.
trans=[1 0 x; 0 1 0; 0 0 1];
```

7.1.2 Transformační matice pro translaci ve směru osy y

```
function trans=Ty(y)
%Transformační matice základního pohybu - posuv po ose y o délku y.
trans=[1 0 0; 0 1 y; 0 0 1];
```

7.1.3 Transformační matice pro translaci do obecného bodu K

```
function trans=Tk(K)
%Transformační matice základního pohybu - posuv do bodu K.
trans=[1 0 K(1); 0 1 K(2); 0 0 1];
```

7.1.4 Transformační matice pro rotaci kolem osy x

```
function rotx=Rx(fix)
%Transformační matice základního pohybu - rotace kolem osy x o úhel fix.
rotx=[1 0 0; 0 cos(fix) 0; 0 0 1];
```

7.1.5 Transformační matice pro rotaci kolem osy y

```
function roty=Ry(fiy)
%Transformační matice základního pohybu - rotace kolem osy y o úhel fiy.
roty=[cos(fiy) 0 0; 0 1 0; 0 0 1];
```

7.2 Úloha polohy mechanismu řízení

7.2.1 Hlavní procedura

```
clear global

global fii alfa_poc_poloha
h=figure;i=1;
nastrel %načtení úhlu alfa z nástřelu
global fii
fii=-34.5*pi/180;
n=10; fiirozsah=47*pi/180;fiiprava=fii-fiirozsah;fiileva=fii+fiirozsah;
ALFY=[];
alfa=resic;alfastred=alfa;
kresleni(alfa)
pic(i)=getframe;
close all;
ALFY=[ALFY alfa];

for fii=-34.5*pi/180+fiirozsah/n:fiirozsah/n:fiileva
    i=i+1;
    fii,
    alfa_poc_poloha=alfa;
    alfa=resic;
    ALFY=[ALFY alfa];
    close all;
    kresleni(alfa)
    pic(i)=getframe;

end

alfa=alfastred;

for fii=-34.5*pi/180-fiirozsah/n:-fiirozsah/n:fiiprava
    i=i+1;
    alfa_poc_poloha=alfa;
    alfa=resic;
    ALFY=[alfa ALFY];
    close all;
    kresleni(alfa)
    pic(i)=getframe;
end
```

7.2.2 Procedura definující počáteční polohu mechanismu řízení

```
global alfa_poc_poloha

alfa_poc_poloha=[-13*pi/180    %uhel alfa(1)
                  5*pi/180     %uhel alfa(2)
                  23.5*pi/180  %uhel alfa(3)
                  -15*pi/180   %uhel alfa(4)
                  -18*pi/180   %uhel alfa(5)
                  20*pi/180    %uhel alfa(6)
                  16*pi/180    %uhel alfa(7)
                  41*pi/180    %uhel alfa(8)
                  -12*pi/180   %uhel alfa(9)]
```



```

6*pi/180      %úhel alfa(10)
-10*pi/180    %úhel alfa(11)      %-34.5*pi/180   %vstup
-22*pi/180    %úhel alfa(12)
-13*pi/180    %úhel alfa(13)      % natřel pro spodní část
4*pi/180      %úhel alfa(14)
22*pi/180     %úhel alfa(15)
-13*pi/180    %úhel alfa(16)
-16*pi/180    %úhel alfa(17)
20*pi/180     %úhel alfa(18)
-17*pi/180    %úhel alfa(19)
-11*pi/180    %úhel alfa(20)
5.5*pi/180    %úhel alfa(21)
-11*pi/180    %úhel alfa(22)
-18.5*pi/180  %úhel alfa(23)
18.5*pi/180]; %úhel alfa(24)

```

7.2.3 Procedura řešení nelineárních rovnice metodou Gauss-Newton

```

function alfa=resic

%Nastavení metody Gauss-Newton a jejich parametrů pro řešení nelineárních
%rovníc, jež byly získány pomocí maticové metody úlohy poloha

global alfa_poc_poloha
opt=optimset('display','iter','MaxFunEvals',20000,'MaxIter',1000);
% 'NonlEqnAlgorithm','gn');

[alfa,~,exitflag]=fsolve(@smycky,alfa_poc_poloha,opt);
if exitflag<1
    error('uloha polohy nekonverguje')
end

```

7.2.4 Procedura základních smyček

```

function rezidua=smycky(alfa)

% Definice vstupního natočení posilovače řízení
global fii alfa_poc_poloha

% Definice rozměrů
L2=62.5; L3=62; L4=51; L5=127; L6=34; L7=54; L8=33; L9=61; L10=56;
xA4=23; yA4=28; xB1=162; yB1=98; xD1=218; xB7=32.5; yB7=11; xB9=29; yB9=8;
xA1=62; yA1=101; xC1=120; yC1=114.5;

%Sestaví maticovou rovnici základní smyčky A
T12=Rz(alfa(1));
T23=Ty(L2)*Rz(alfa(2));
T34=Tx(L3)*Rz(alfa(3));
T41=Ty(L4)*Rz(alfa(4))*Tx(-xA1)*Ty(-yA1);
A=T12*T23*T34*T41-eye(3);
rezidua=[A(1,2);A(1,3);A(2,3)];

```

```

% Sestaví maticovou rovnici základní smyčky B
T16=Tx(xB1)*Ty(yB1)*Rz(alfa(7))*Ty(-L6);
T67=Tx(-xB7)*Ty(yB7)*Rz(alfa(8));
T78=Ty(L7)*Rz(alfa(12));
T81=Tx(L8)*Rz(fii)*Tx(-xC1)*Ty(-yC1);
B=T16*T67*T78*T81-eye(3);
rezidua=[rezidua; B(1,2);B(1,3);B(2,3)];

%Sestaví maticovou rovnici základní smyčky C
T14=Ty(yA1)*Tx(xA1)*Rz(-alfa(4))*Ty(-L4);
T45=Tx(-xA4)*Ty(yA4)*Rz(alfa(5));
T56=Tx(L5)*Rz(alfa(6));
T61=inv(T16);
C=T14*T45*T56*T61-eye(3);
rezidua=[rezidua; C(1,2);C(1,3);C(2,3)];

% Setaví maticovou rovnici základní smyčky D
T69=Tx(-xB9)*Ty(-yB9)*Rz(alfa(9));
T910=Tx(L9)*Rz(alfa(10));
T101=Ty(-L10)*Rz(alfa(11))*Tx(-xD1);
D=T16*T69*T910*T101-eye(3);
rezidua=[rezidua; D(1,2);D(1,3);D(2,3)];

L11=62.5; L12=54; L13=48; L14=135.5; L15=33; L16=55.5; L17=55.5; L18=255;
L6=34.5;
xF1=53; yF1=98; xF2=21.5; yF2=24; xG1=166.5; yG1=95; xH1=218; xG2=27;
yG2=47; xG3=27; yG3=14; xB3=22; yB3=42; xB4=171; yB4=354;

%Setaví maticovou rovnici základní smyčky E
T111=Rz(alfa(13));
T1112=Ty(L11)*Rz(alfa(14));
T1213=Tx(L12)*Rz(alfa(15));
T131=Ty(L13)*Rz(alfa(16))*Tx(-xF1)*Ty(-yF1);
E=T111*T1112*T1213*T131-eye(3);
rezidua=[rezidua; E(1,2);E(1,3);E(2,3)];

%Setaví maticovou rovnici základní smyčky H
T113=Tx(xF1)*Ty(yF1)*Rz(-alfa(16))*Ty(-L13);
T1314=Tx(-xF2)*Ty(yF2)*Rz(alfa(17));
T1415=Tx(L14)*Rz(alfa(18));
T151=Ty(L15)*Rz(alfa(19))*Tx(-xG1)*Ty(-yG1);
F=T113*T1314*T1415*T151-eye(3);
rezidua=[rezidua; F(1,2);F(1,3);F(2,3)];

%Setaví maticovou rovnici základní smyčky F
T115=Tx(xG1)*Ty(yG1)*Rz(-alfa(19))*Ty(-L15);
T1516=Tx(-xG3)*Ty(-yG3)*Rz(alfa(20));
T1617=Tx(L16)*Rz(alfa(21));
T171=Ty(-L17)*Rz(alfa(22))*Tx(-xH1);
G=T115*T1516*T1617*T171-eye(3);
rezidua=[rezidua; G(1,2);G(1,3);G(2,3)];

%Setaví maticovou rovnici základní smyčky G
T115=Tx(xG1)*Ty(yG1)*Rz(-alfa(19))*Ty(-L15);
T1518=Tx(-xG2)*Ty(yG2)*Rz(alfa(23));
T186=Ty(L18)*Rz(alfa(24));
T61a=Tx(xB3)*Ty(-yB3)*Ty(L6)*Rz(-alfa(7))*Tx(-xB4)*Ty(-yB4);
H=T115*T1518*T186*T61a-eye(3);
rezidua=[rezidua; H(1,2);H(1,3);H(2,3)];

```

7.3 Silový rozbor

7.3.1 Hlavní procedura

```
function rez=silovy_rozbor(F)
global alfa

L2=62*7.59; L4=51*7.59; L6=34*7.59; L8=33*7.59; L10=56*7.59; L13=48*7.59;
L15=33*7.59; L17=55.5*7.59; Mrp=200; rez=[]; fi=-34.5*pi/180;
L11=62.5*7.59;

%pomocné ramena, na kterých vznikají momenty
r=[39
   50];

%doplňkové úhly psi
psi=[56*pi/180
     35*pi/180];

rez=[-Mrp+F(1)*cos(alfa(12))*L8
     -F(1)*sin(alfa(8)+psi(1))*r(1)+F(2)*cos(psi(2)+(alfa(9)))*r(2)
     -F(3)+F(2)*cos(alfa(10))*L10];
```

7.3.2 Procedura nastavení Gauss-Newton metody pro řešení rovnic rovnováhy

```
function reakce=resic_sil(alfy)

%Nastavení metody Gauss-Newton a jejích parametrů pro řešení rovnic
%rovnováhy
opt=optimset('display','iter','MaxFunEvals',20000,'MaxIter',1000);
reakce=[];
global alfa
n=size(alfy)
for i = 1:n(2)
    alfa=alfy(:,i);

    [sily,~,exitflag]=fsolve(@silovy_rozbor,[0 0 0],opt);
    if exitflag<1
        error('úloha výpočtu sil nekonverguje')
    end

    reakce=[reakce; sily]
end
```

7.4 Seznam příloh dodaných na DVD

7.4.1 Videosekvence mechanismu řízení

Poděkování

Rád bych poděkoval inženýru Františkovi, inženýru Mališovi a magistře Hadvičákové za pomoc při překonávání úskalí technické mechaniky a jazyka.